

1. Розроблено автономний пристрій віброізоляції нового типу, що дозволяє синтезувати необхідну, згідно з вимогами рівночастотної віброізоляції, характеристику жорсткості.



Рисунок 4 – Віброізолююче крісло

2. Проведено конструктивну розробку його основних вузлів.

3. Отримано основні залежності, які можуть бути використані при створенні методики розрахунку таких пристроїв.

Все це може сприяти широкому застосуванню результатів досліджень при вирішенні завдань рівночастотної віброізоляції, що дозволяє підвищити ефективність використання машинного агрегату.

### Література

1. Виброизоляция прецизионных станков. Руководствующие материалы. – М.: Эксперим. Науч. – исслед. Ин-т металлорежущих станков, 1964. – 88 с.
2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука Под ред. Э.И.Григолюка. – М.:Машиностроение, 1985. – 427 с.
3. Йориш Ю.И. Виброметрия. Измерение вибраций и ударов. Общая теория, методы и приборы./Изд.2 переработ. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 771 с.

Одержано 20.02.2007 р.

УДК 631.356.42

**О. Постол<sup>1</sup>; М. Паньків<sup>2</sup>, канд. техн. наук**

<sup>1</sup>*Національний аграрний університет*

<sup>2</sup>*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ДООЧИСНИКА

*У статті наведено математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок необхідної пропускної здатності доочисника залежно від секундної подачі вороху або від умов і швидкості руху коренезбиральної машини, лінійних параметрів викопувального робочого органу та агрофізичних характеристик коренеплодів.*

**O. Postol, M. Pankiv**

## MATHEMATICAL MODEL OF CARRYING CAPACITY OF PURIFIER

*A mathematical model, which characterizes intercommunication of necessary carrying capacity of purifier depending on the second serve to the lots or from terms and rate of movement of rootcollective machine, linear parameters of excavating working organ and agrophysical descriptions of root crops, is resulted in the article.*

*Умовні позначення*

$Q_M$  - продуктивність робочого органу, кг/с;  
 $\gamma_G$  - об'ємна маса вантажу, кг/м<sup>3</sup>;  
 $F$  - площа поперечного перерізу потоку, м<sup>2</sup>;  
 $V_c$  - середня швидкість переміщення потоку, м/с;  
 $B_p$  - ширина робочого русла, м; - середня швидкість переміщення потоку, м/с;  
 $q$  - маса вороху коренеплодів, розміщених в один шар на площі 1 м<sup>2</sup>, кг/м<sup>2</sup>;  
 $k$  - кількість робочих русел доочисника;  
 $D$  - діаметр шнека, м;  
 $c_e$  - зазор між валами шнеків, м;  
 $Q_o$  - продуктивність доочисника, кг/с;  
 $k_{c.o}$  - коефіцієнт сепарації домішок доочисником;  
 $F_n$  - площа прохідного перерізу жолоба, м<sup>2</sup>;  
 $\gamma_k$  - питома маса коренеплодів, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\varphi_k$  - коефіцієнт заповнення жолоба;  
 $F_{np}, F_c$  - відповідно площа прямокутника  $ABO_4O_1$  та сегмента  $O_1O_4DO_1$ , м<sup>2</sup>;  
 $\sum_{i=1}^m F_{c.e_i}$  - сумарна площа секторів валів  $m$ -их шнеків, м<sup>2</sup>;  
 $i = 1, 2 \dots m$  - кількість шнеків;  
 $\Delta \varepsilon$  - кут установки крайніх валів кожної пари шнеків, рад.;  
 $D_t$  - миттєвий діаметр еліпсного шнека, м;  
 $R_e$  - радіус дуги  $ACD$ , м;  
 $\alpha_c$  - центральний кут, який стягує дугу  $ACD$ , град.;  
 $h_c$  - висота сегмента  $O_1O_4DO_1$ , м;  
 $k_n$  - коефіцієнт пропорційності, який характеризує числову кратність кількості площ еліпса, які займають площу прохідного жолоба  $ABO_4DO_1$ ;  
 $F_{mp}$  - площа еліпса вала шнека, м<sup>2</sup>;  
 $d_b$  - мала вісь, або малий діаметр еліпса вала шнека, м;  
 $x_a$  - координата точки перетину хорди сегмента вала шнека з віссю  $X$ , м;  
 $\mu, \tau$  - відповідно долі відсотків коренеплодів, головки яких знаходяться над рівнем поверхні ґрунту, та коренеплодів, які залягають в ґрунті на всю свою довжину  $L_k$ ;  
 $K_{h_p}$  - коефіцієнт відношення глибини залягання коренеплоду в ґрунті  $h_p$  до його довжини  $l_k$ ;  
 $N$  - кількість коренеплодів цукрових буряків на 1 погонному метрі рядка;  
 $Q_c$  - урожайність гички, кг/м<sup>2</sup>.

**Актуальність питання.** Показники технологічного процесу відокремлення домішок від коренеплодів характеризується, у першу чергу, функціональними показниками якості роботи та пропускною здатністю основних робочих органів доочисників вороху [1]. Пропускна здатність доочисників регламентується секундною подачею вороху [2] та залежить від конструктивних особливостей робочих органів і їх параметрів. Різноманітність конструктивних схем очисних робочих органів коренезбиральних машин у прямій залежності пов'язана як із технологічними процесами відокремлення домішок від коренеплодів, так і з конструктивно-технологічними вимогами до якості очищення коренеплодів.

Одним із головних резервів удосконалення доочисних робочих органів коренезбиральних машин є інтенсифікація процесу сепарації домішок вороху

коренеплодів із максимальним відокремленням від нього ґрунтових і рослинних домішок за рахунок застосування адаптованих робочих органів [3].

**Аналіз відомих досліджень.** Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гвинтово-еліпсного очисника на основі дослідження його продуктивності було проаналізовано у праці [4] без врахування агрофізичних характеристик коренеплодів, що й зумовило проведення даних досліджень.

**Мета досліджень.** Метою даних досліджень є удосконалення методів оптимізації технологічних параметрів процесу сепарації домішок та параметрів доочисників вороху коренеплодів.

**Результати досліджень.** Ефективне очищення коренеплодів від землі і рослинних залишків, або інтенсифікація процесу відокремлення домішок від коренеплодів забезпечується за рахунок утворення жолоба активних русел транспортування вороху вздовж еліпсних шнеків [5].

Із метою формалізації процесу сепарації вороху об'єктом дослідження та для подальшого обґрунтування параметрів доочисника розглянемо його складену конструктивну схему жолоба робочих русел, яку наведено на рисунку. Жолоб активних русел доочисника утворений двома парами 1 і 2 поздовжніх еліпсних шнеків, осі центрів обертання  $O_1, O_2, O_3, O_4$  яких розміщені по лінії дуги  $ADC$ , яка утворена радіусом  $R_e$ . Шнеки, які встановлені з зазором  $c_e$  між своїми валами, обертаються з кутовою швидкістю  $\omega$ .

Секундна подача вороху в кількості  $W_c$  (рис.) надходить на поздовжні пари 1, 2 еліпсних шнеків доочисника, заповнюючи простір жолоба активних робочих русел, при цьому основна частина сипкого ґрунту, ґрунтових грудок і рослинних домішок сепарується через зазор  $c_e$  між еліпсними валами. Ворох, рухаючись вздовж робочих русел із швидкістю переміщення  $V_n$ , змінює свою траєкторію руху в вертикальній площині за рахунок отримання осцилюючого руху, при цьому коренеплоди інтенсивно очищуються очисними елементами від налиплого на їх поверхнях ґрунту.

Для формалізації технологічного процесу роботи доочисника приймаємо такі припущення:

- жолоб активних робочих русел доочисника утворений контуром просторової фігури, поперечний переріз якої обмежений січенням вертикальної площини  $ABO_4DO_1A$ , при цьому ворох коренеплодів розташовується на шнеках в один ряд вздовж їх осей обертання;

- у процесі переміщення вороху вздовж шнеків розглядаємо тільки горизонтальну швидкість переміщення  $V_n$  центра ваги коренеплодів, при цьому нехтуємо вертикальною складовою швидкості переміщення як незначною для умови  $\Delta\varphi = \pi/2$ ;

- межі зміни горизонтальної швидкості переміщення  $V_n$  коренеплоду розглядаємо в двох оптимізаційних точках – у зоні контакту тіла коренеплоду з витком малого  $D_b$  та великого  $D_a$  діаметра шнека;

- приймаємо зазор між валами  $c_e = const$ , тому що його зміна є незначною для умови  $\Delta\varphi = \pi/2$ ;

- нехтуємо, як незначним, об'ємом спіральних витків, який вони займають в об'ємі жолоба робочих русел доочисника.



Тоді, згідно з (2) і припущенням, що дольова участь домішок у об'ємній масі вантажу  $\gamma_G$  незначна, тобто вона складається тільки з питомої маси коренеплодів, або  $\gamma_G \cong \rho_k$ , залежність (1) має вигляд

$$Q_o = W_o \geq k_{c.o} \frac{W_c F_n \rho_k \varphi_k}{B_p q}. \quad (3)$$

Площа прохідного перерізу  $F_n$  жолоба  $ABO_4DO_1A$  складається з суми площ прямокутника  $ABO_4O_1$  та сегмента  $O_1O_4DO_1$ , за виключенням із неї сумарної площі, яку займають сектори валів еліптичних шнеків у площі  $F_n$ , тобто

$$F_n = F_c + F_{np} - \sum_{i=1}^m F_{c.e_i}. \quad (4)$$

Площа прямокутника  $ABO_4O_1$  буде змінюватися залежно від часу  $t$  синхронного повороту кута  $\Delta\epsilon$  установки крайніх валів кожної пари шнеків і визначається

$$F_{np} = 0,5 D_t B_p. \quad (5)$$

При подальшому аналізі розглянемо тільки два крайніх положення зміни повороту кута  $\Delta\epsilon$  установки крайніх валів кожної пари шнеків, тобто  $D_{t1} = D_a$ ,  $D_{t2} = D_b$ , при значеннях яких буде максимальна або мінімальна площа прохідного перерізу жолоба  $ABO_4O_1$ .

Згідно з [6] площа поперечного перерізу сегмента  $F_c$  та довжина хорди, або робоча ширина жолоба  $B_p$ , дорівнюють

$$\begin{cases} F_c = 0,5 R_e^2 [\pi \alpha_c / 180 - \sin \alpha_c] \\ B_p = 2 R_e \sin(\alpha_c / 2) \end{cases}. \quad (6)$$

Крім того, виразимо  $\sin(\alpha_c / 2)$  та ширину русла  $B_p$  як

$$\begin{cases} \sin(\alpha_c / 2) = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha_c}{2}}; \\ B_p = 2 \sqrt{2 h_c R_e - h_c^2} \end{cases}. \quad (7)$$

Тоді, визначивши центральний кут  $\alpha_c = \arccos \left[ (2 R_e^2 - B_p^2) / 2 R_e^2 \right]$  із другого рівняння залежностей (6) і першого рівняння (7) та підставивши значення  $\alpha_c$ ,  $B_p$  у перше рівняння (6), отримаємо залежність для визначення площі поперечного перерізу  $F_c$  сегмента  $O_1O_4DO_1$

$$F_c = 0,5 R_e^2 \left\{ \left[ \frac{\pi}{180} \arccos \left( \frac{(R_e - 2 h_c)^2 - 2 h_c^2}{R_e^2} \right) \right] - \left[ - \sin \left[ \arccos \left( \frac{(R_e - 2 h_c)^2 - 2 h_c^2}{R_e^2} \right) \right] \right] \right\}. \quad (8)$$

Сумарну площу секторів  $\sum_i^m F_{c.e_i}$  валів шнеків визначимо через площу поперечного перерізу еліпсного вала шнека та коефіцієнта пропорційності суми площ секторів, які утворені поперечними перерізами еліптичних валів шнеків і які займають відповідну площу в площі поперечного прохідного перерізу  $F_n$  жолоба  $ABO_4DO_1A$ , утвореного руслами шнеків, тобто

$$\sum_{i=1}^m F_{c.e_i} = F_{mp} \sum_{i=1}^m k_{n_i} . \quad (9)$$

Значення коефіцієнта пропорційності  $k_n$  визначимо з врахуванням конструктивних особливостей доочисника (рисунок) та згідно з співвідношеннями рівнянь площі еліпса і площі сектора еліпса.

Площа сектора еліпса  $F_{c.e} = 0,5ab \arccos(x/a)$ , де  $a$ ,  $b$  - відповідно велика та мала осі;  $x$  - координата хорди по осі  $x$ , відрізняється від площі еліпса  $F_e = \pi ab$  [6] значенням складової  $0,5\pi \arccos(x/a)$ , яка в даному випадку буде адекватним коефіцієнтом пропорційності  $k_n$ , тобто

$$\begin{cases} F_{mp} = 0,25\pi d_a d_b; \\ F_{c.e} = 0,25 \frac{d_a d_b}{2} \arccos \frac{2x_a}{d_a} = 0,25\pi d_a d_b \frac{\pi}{2} \arccos \frac{2x_a}{d_a} = F_{mp} \frac{\pi}{2} \arccos \frac{2x_a}{d_a}; \\ k_n = \frac{\pi}{2} \arccos \frac{2x_a}{d_a}; \sum_{i=1}^m k_{n_i} = 0,5\pi \sum_{i=1}^m \arccos \frac{x_{a_i}}{d_a}; \\ \sum_{i=1}^m F_{c.e} = 0,125\pi d_a d_b \sum_{i=1}^m \arccos \frac{2x_{a_i}}{d_a} \end{cases} . \quad (10)$$

Тоді, підставивши значення (5), (6), (7) і (9) у залежність (4), одержимо рівняння для визначення площі  $F_n$

$$\begin{aligned} F_n = D_t \sqrt{2h_c R_e - h_c^2} + 0,125 \pi d_a d_b \sum_{i=1}^n \arccos \frac{2x_{a_i}}{d_a} + \\ + 0,5 R_e^2 \left\{ \left[ \frac{\pi}{180} \arccos \left( \frac{(R_e - 2h_c)^2 - 2h_c^2}{R_e^2} \right) \right] - \right. \\ \left. - \sin \left[ \arccos \left( \frac{(R_e - 2h_c)^2 - 2h_c^2}{R_e^2} \right) \right] \right\} . \quad (11) \end{aligned}$$

Таким чином, кінцева залежність для визначення пропускної здатності доочисника  $W_o$  з врахуванням (3), (7) і (11) має вигляд

$$W_o \geq \frac{k_{c.o} W_c \rho_k \varphi_k \left( D_t \sqrt{2h_c R_e - h_c^2} + 0,125 \pi d_a d_b \sum_{i=1}^m k_{n_i} + 0,5 R_e H \right)}{2g \sqrt{2h_c R_e - h_c^2}} , \quad (12)$$

де

$$H = \left[ \frac{\pi}{180} \arccos \left( \frac{(R_e - 2h_c)^2 - 2h_c^2}{R_e^2} \right) \right] - \sin \left[ \arccos \left( \frac{(R_e - 2h_c)^2 - 2h_c^2}{R_e^2} \right) \right]. \quad (13)$$

Або, з врахуванням залежності, яка характеризує секундну подачу вороху, що надходить до доочисника, маємо

$$W_o \geq \frac{1}{6} n V_p N \rho_k \varphi_k k_{c.o} (1 - k_c) \left\{ \frac{12}{N} \Phi \left[ \rho_\rho (1 - k_\rho) (\mu h_k + \tau) + 0,1(Q + 1)(1 - k_\rho) (\mu + \tau) \right] - \right. \\ \left. - 4 \rho_\rho \Gamma K_{h_\rho}^3 \mu t g^2 (\gamma / 2) (1 - k_\rho) + \right. \\ \left. + \frac{\pi P}{1 - k_c} \left[ \mu \rho_k (1 - k_k) + \tau (\rho_\rho - \rho_k) (2 - k_\rho - k_k) \right] \right\} \times, \quad (14) \\ \times \left( D_t \sqrt{2h_c R_e - h_c^2} + 0,125 \pi d_a d_b k_n + 0,5 R_e^2 H \right) / q \sqrt{2h_c R_e - h_c^2}$$

де

$$\begin{cases} \Phi = a + 2l \sin \alpha + h_k t g \beta; \\ \Gamma = 0,1(L_{k_1} - 0,5d_{k_1})^3 + 0,78(L_{k_2} - 0,5d_{k_2})^3 + 0,12(L_{k_3} - 0,5d_{k_3})^3; \\ P = 0,1d_{k_1}^2 (L_{k_1} + 0,5d_{k_1}) + 0,78d_{k_2}^2 (L_{k_2} + 0,5d_{k_2}) + 0,12d_{k_3}^2 (L_{k_3} + 0,5d_{k_3}) \end{cases}. \quad (15)$$

Отримані теоретичні залежності (12), (14) є розрахунковими математичними моделями, які характеризують взаємозв'язок необхідної пропускну здатності доочисника  $W_o$  залежно від секундної подачі вороху  $W_c$  або від умов і швидкості руху коренезбиральної машини, лінійних параметрів викопувального робочого органу та агрофізичних характеристик коренеплодів.

**Висновки.** Таким чином, застосування наведених математичних моделей (12), (14) дозволяє оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри доочисних робочих органів на основі порівняльного розрахунку секундної подачі вороху коренеплодів та пропускну здатності доочисника.

#### Література

1. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, М.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // Зб. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. – Київ: НАУ, 1999. – С. 220.
3. Барановський В.М., Паньків М.Р. Конструктивно-технологічні принципи адаптованого застосування коренезбиральних машин // Зб. наук. праць 1-ої міжн. наук.-практ. конф. “Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин”. – ТДТУ, 2004. – С. 192-198.
4. Пилипець М.І., Паньків М.Р., Барановський В.М. Аналіз розрахункової продуктивності гвинтов-еліпсного очисника вороху коренеплодів // Науковий вісник НАУ. Зб. наук. праць. –Випуск 73, частина 2. – 2004. – С. 102-114.
5. Патент № 7799 (Україна). Пристрій для відокремлення домішок від коренеплодів // Барановський В.М., Паньків М.Р., Постол О.М., Барановський О.В. Опубл. 15.07.2005. Бюл. № 7.
6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 706 с.

Одержано 15.06.2007 р.